

[19]中华人民共和国国家知识产权局

[51]Int. Cl⁶

B60K 41/00

[12] 发明专利申请公开说明书

[21] 申请号 98105008.5

[43]公开日 1999年2月10日

[11]公开号 CN 1207350A

[22]申请日 98.1.28 [21]申请号 98105008.5

[30]优先权

[32]97.1.29 [33]CN [31]97101632.1

[71]申请人 倪高松

地址 444200 湖北省远安县 108 信箱

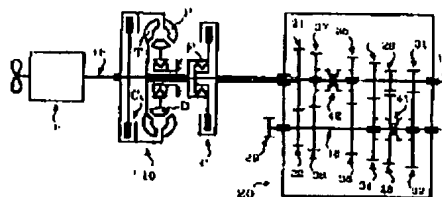
[72]发明人 倪高松

权利要求书 4 页 说明书 9 页 附图页数 8 页

[54]发明名称 汽车自动变速方法及装置

[57]摘要

一种汽车自动变速方法及装置,其特征在于机械变速器(20)的最高档换档元件为摩擦离合器(C),最高档以下各档换档元件均为牙嵌式离合器,换档时,电子控制装置控制摩擦离合器(C)的动扭矩,在当前档牙嵌式离合器的零扭矩窗分离当前档牙嵌式离合器,以及在同步转速范围($OS \cdot GR_T - K < IS < OS \cdot GR_T + K$)接合目标档牙嵌式离合器。本发明克服了自动液力变速器结构复杂、成本高,自动机械变速器非动力换档的特点,不仅结构简单、成本低,而且性能好。



(BJ)第 1456 号

权 利 要 求 书

1、一种汽车自动变速方法，采用电子控制装置操纵的多档机械变速器(20)传递汽车发动机(B)的动力，机械变速器(20)通过主离合器(10)与汽车发动机(E)相连，本发明的特征在于机械变速器(20)的最高档利用摩擦离合器(C)换挡，最高档以下各档均利用牙嵌式离合器换挡，换挡时电子控制装置控制摩擦离合器(C)的动扭矩，在当前档牙嵌式离合器的零扭矩窗，即所述动扭矩折算至机械变速器(20)输入端的值 M_{ci} ，与机械变速器(20)的输入扭矩 M_i 大致相等时分离当前档牙嵌式离合器，以及在机械变速器(20)的输入转速 IS 降低或升高到同步转速范围 $OS \cdot GR_T - K < IS < OS \cdot GR_T + K$ (OS =机械变速器(20)的输出转速， GR_T =目标档传动比， K =目标档牙嵌式离合器容许接合的最大转速差值)时接合目标档牙嵌式离合器。

2、根据权利要求1所述的汽车自动变速方法，其特征在于电子控制装置按下述步骤分离当前档牙嵌式离合器：

(1) 采集发动机(B)的状态参数，按预先确定的发动机(B)的扭矩输出特性，求出当前发动机(B)的输出扭矩 M_B ；

(2) 采集按主离合器(10)的状态参数，按预先确定的主离合器(10)的扭矩特性，求出其当前传递给机械变速器(20)的输入扭矩 M_i ；

(3) 按预先确定的摩擦离合器(C)的动扭矩控制特性求出控制目标值，该目标值使摩擦离合器(C)的动扭矩折算至机械变速器(20)输入端的值 M_{ci} ，等于当前机械变速器(20)的输入扭矩 M_i ；

(4) 按求出的控制目标值控制摩擦离合器(C)，并且在控制进入稳态时给当前档牙嵌式离合器一个分离力，该分离力至少能够克服由摩擦离合器(C)的动扭矩控制精度决定的当前档牙嵌式离合器零扭矩窗产生的最大摩擦阻力。

3、根据权利要求1所述的汽车自动变速方法，其特征在于电子控制装置按下述步骤分离当前档牙嵌式离合器：

(1) 预先给当前档牙嵌式离合器一个分离力，该分离力仅能克服设定的当前档牙嵌式离合器零扭矩窗产生的最大摩擦阻力；

(2) 至少在当前档牙嵌式离合器经过设定的零扭矩窗期间，控制摩擦离合器(C)的动扭矩增长速度，使设定的当前档牙嵌式离合器零扭矩窗经历的时间大于其分离时间。

4、根据权利要求1所述的汽车自动变速方法，其特征在于机械变速器(20)最高档以下各档通过一个公共的单向离合器(F)输入或输出扭矩，并且电子控制装置按下述步骤分离当前档牙嵌式离合器：

(1) 控制摩擦离合器(C)的动扭矩，使 $IS < OS \cdot GR_p$ (GR_p =当前档传动比)；

(2) 在 $IS < OS \cdot GR_p$ 时给当前档牙嵌式离合器一个分离力, 该分离力至少能够克服当前档牙嵌式离合器零扭矩产生的最大摩擦阻力。

5、根据权利要求4所述的汽车自动变速方法, 其特征在于电子控制装置在机械变速器(20)输入转速 IS 降低或升高到同步转速范围 $OS \cdot GR_T - K < IS < OS \cdot GR_T$ 时接合目标档牙嵌式离合器。

6、一种汽车自动变速装置, 具有一个多档机械变速器(20)和一个电子控制装置, 机械变速器(20)通过主离合器(10)与汽车发动机(E)相连, 本发明的特征在于机械变速器(20)的最高档换档元件为一摩擦离合器(C), 最高档以下各档换档元件均为牙嵌式离合器, 换档时电子控制装置控制摩擦离合器(C)的动扭矩, 在当前档牙嵌式离合器的零扭矩窗, 即摩擦离合器(C)传递的扭矩折算至机械变速器(20)输入端的值 M_{cr} , 与机械变速器(20)的输入扭矩 M_i 大致相等时分离当前档牙嵌式离合器, 以及在机械变速器(20)的输入转速 IS 降低或升高到同步转速范围 $OS \cdot GR_T - K < IS < OS \cdot GR_T + K$ (OS =机械变速器(20)的输出转速, GR_T =目标档传动比, K =目标档牙嵌式离合器容许接合的最大转速差值)时接合目标档牙嵌式离合器。

7、根据权利要求6所述的汽车自动变速装置, 其特征在于机械变速器(20)具有一个输入轴(16)、中间轴(17)和输出轴(18), 输入轴(16)通过主离合器(10)与发动机(E)的曲轴(15)相连; 中间轴(17)与输入轴(16)平行, 二者之间布置有常啮合齿轮副(24, 25); 输出轴(18)与输入轴(16)同轴; 前进档常啮合齿轮副(31, 32, 33, 34, 37, 38和21, 22)和倒档主、从动齿轮(26, 28)布置在中间轴(17)与输出轴(18)之间, 并且最高档常啮合齿轮副(21, 22)位于最后端; 摩擦离合器(C)和牙嵌式离合器(41, 42)均布置在输出轴(18)上, 其中摩擦离合器(C)位于最高档从动齿轮(22)的后端。

8、根据权利要求7所述的汽车自动变速装置, 其特征在于机械变速器(20)具有一个后置副变速器, 该副变速器具有一个太阳外齿轮(45)、太阳内齿轮(46)和若干个安装在行星架(48)上分别与太阳外齿轮(45)和太阳内齿轮(46)啮合的行星齿轮(47), 太阳外齿轮(45)固定在输出轴(18)上; 太阳内齿轮(46)通过牙嵌式离合器(43)与行星架(48)或变速箱体(49)相连; 行星架(48)与副变速器的输出轴(19)相连; 摩擦离合器(C)通过行星架(48)与输出轴(19)相连。

9、根据权利要求6所述的汽车自动变速装置, 其特征在于机械变速器(20)具有相互平行的输入轴(16)和输出轴(18), 输入轴(16)通过主离合器(10)与发动机(E)曲轴(15)相连; 输出轴(18)前端固定有一个输出齿轮(29); 前进档常啮合齿轮副(31, 32, 33, 34, 35, 36, 37, 38和21, 22)和倒档主、从动齿轮(26, 28)布置在输入轴(16)和输出轴(18)之间, 并且最高档常啮合齿轮副(21, 22)位于最后端; 摩擦离合器(C)和牙嵌式离合器(41, 42)布置在输入轴(16)或输出轴(18)上, 其中摩擦离合器(C)位于最高档主动齿轮(21)或从动齿轮(22)后端。

10、根据权利要求6所述的汽车自动变速装置, 其特征在于机械变速器(20)在最高档以下各档公共输入端或输出端具有一个单向离合器(F)。

11、根据权利要求10所述的汽车自动变速装置，其特征在于单向离合器(F)包括一个锁止离合器(C_L)。

12、根据权利要求11所述的汽车自动变速装置，其特征在于机械变速器(20)具有一个输入轴(16)、中间轴(17)、第一输出轴(18)和第二输出轴(19)，输入轴(16)通过主离合器(10)与发动机(E)的曲轴(15)相连；中间轴(17)与输入轴(16)平行，二者之间布置有常啮合齿轮副(24, 25)；第一输出轴(18)和第二输出轴(19)均与输入轴(16)同轴，单向离合器(F)布置于第一输出轴(18)和第二输出轴(19)之间；前进档常啮合齿轮副(31, 32、33, 34、37, 38和21, 22)和倒档主、从动齿轮(26, 28)布置在中间轴(17)与第一输出轴(18)之间，并且最高档常啮合齿轮副(21, 22)位于最后端；摩擦离合器(C)和牙嵌式离合器(41, 42)均布置在输出轴(18)上，其中摩擦离合器(C)将最高档从动齿轮(22)与第二输出轴(19)相连。

13、根据权利要求12所述的汽车自动变速装置，其特征在于机械变速器(20)具有一个后置副变速器，该副变速器位于第一输出轴(18)和第二输出轴(19)之间，具有一个太阳外齿轮(45)、太阳内齿轮(46)和若干个安装在行星架(48)上分别与太阳外齿轮(45)和太阳内齿轮(46)啮合的行星齿轮(47)，太阳外齿轮(45)安装在第一输出轴(18)上，通过单向离合器(F)与第一输出轴(18)相连；太阳内齿轮(46)通过牙嵌式离合器(43)与行星架(48)或变速箱体(49)相连；行星架(48)与第二输出轴(19)相连；摩擦离合器(C)通过行星架(48)与第二输出轴(19)相连。

14、根据权利要求10或11所述的汽车自动变速装置，其特征在于机械变速器(20)具有一个输入轴(16)、空心输出轴(18)和实心输出轴(19)，输入轴(16)通过主离合器(10)与发动机(E)的曲轴(15)相连；空心输出轴(18)与输入轴(16)平行；实心输出轴(19)从空心输出轴(18)之中穿过，其前端固定有一个输出齿轮(29)，后端通过单向离合器(F)与空心输出轴(18)相连；前进档常啮合齿轮副(31, 32、33, 34、35, 36、37, 38和21, 22)布置在输入轴(16)与空心输出轴(18)之间，倒档主、从动齿轮(26, 28)布置在输入轴(16)与空心输出轴(18)或实心输出轴(19)之间，并且最高档常啮合齿轮副(21, 22)位于最后端；牙嵌式离合器(41, 42)布置在输入轴(16)或空心输出轴(18)上，摩擦离合器(C)布置在空心输出轴(18)上，将最高档从动齿轮(22)与实心输出轴(19)相连。

15、根据权利要求10或11所述的自动变速装置，其特征在于机械变速器(20)具有两个相互平行的输入轴(16)和输出轴(18)，输入轴(16)通过单向离合器(F)与主离合器(10)相连；输出轴(18)的前端固定有一个输出齿轮(29)；前进档常啮合齿轮副(31, 32、33, 34、35, 36、37, 38和21, 22)和倒档主、从动齿轮(26, 28)布置在输入轴(16)和输出轴(18)之间，并且最高档常啮合齿轮副(21, 22)位于最前端；摩擦离合器(C)布置在输入轴(16)上，将最高档主动齿轮(21)与主离合器(10)的主动部分或从动部分相连；牙嵌式离合器(41, 42)布置在输入轴(16)或输出轴(18)上。

16、根据权利要求10或11所述的自动变速装置，其特征在于机械变速器(20)具有一个箱体(44)和一个右箱盖(49)，箱体(44)与发动机(E)的曲轴箱连为一体，在箱体(44)中布置有与发动机(E)的曲轴(15)平行的输入轴(16)和输出轴(19)，输入轴(16)伸入右箱盖(49)之中，其上通过轴承安装有一个从动齿轮(27)，该从动齿轮(27)与固定在曲轴(15)右端的主动齿轮(23)常啮合；主离合器(10)安装在输入轴(16)的右端，一端与从动齿轮(27)相连，另一端通过单向离合器(F)与输入轴(16)相连；输出轴(19)的左端伸出箱体(44)，其上固定有输出齿轮(29)；前进档齿轮副全部布置在箱体(44)中的输入轴(16)和输出轴(19)之间，其中最高档齿轮副(21, 22)常啮合，并且位于最右端；摩擦离合器(C)布置在右箱盖(49)中的输入轴(16)上，一端与主离合器(10)相连，另一端通过空心轴套(39)与最高档主动齿轮(21)相连；最高档以下各档牙嵌式离合器布置在输入轴(16)或输出轴(19)上。

17、根据权利要求15所述的自动变速装置，其特征在于主离合器(10)为离心式离合器。

18、根据权利要求15所述的自动变速装置，其特征在于主离合器(10)为液力变扭器或偶合器，其泵轮(P)与发动机(E)的曲轴(15)相连，涡轮(T)同时与单向离合器(F)和摩擦离合器(C)相连；锁止离合器(C_L)布置在泵轮(P)和输入轴(16)之间。

19、根据权利要求16所述的自动变速装置，其特征在于主离合器(10)为离心式离合器，摩擦离合器(C)为电磁离合器。

说明书

汽车自动变速方法及装置

本发明涉及汽车自动变速器，特别是自动液力变速器(Automatic Transmission)和自动机械变速器(Automatic Mechanical Transmission)的改进。

自动液力变速器由液力变扭器、行星齿轮变速箱以及液压或电液控制装置组成，例如联邦德国ZP公司生产的4HP22型四档自动变速器，日本Toyota公司生产的A40D型四档自动变速器，美国Allison公司生产的CLBT-750型五档自动变速器等。这种自动变速器由于实现了动力换挡，即不切断发动机动力的换挡，换挡时间短，换挡过程中动力损失小，提高了汽车的加速性能，但结构复杂、制造和维修成本高、换挡平顺性和燃油经济性较差。导致这些缺点的根源在于其所有档位都采用摩擦离合器(或制动器)换挡。原因之一，摩擦离合器与牙嵌式离合器相比，结构复杂，尺寸大，成本高；原因之二，由于摩擦离合器尺寸大，变速器采用定轴齿轮传动难于得到紧凑的结构，体积和重量较大，而采用行星齿轮传动虽然能得到紧凑的结构，但结构复杂，精度要求高；原因之三，摩擦离合器多需要采用精度要求高的液压装置操纵；原因之四，摩擦离合器的分离或接合需要经历一个打滑过程，且打滑过程经历的时间受多种难以确定的因素影响，一方面，为了获得较好的换挡平顺性，需要对摩擦元件进行复杂的缓冲和定时控制，致使液压装置结构十分复杂，另一方面，缓冲和定时控制难以保证交替的摩擦离合器之间准确及时地交替，不是需要分离的摩擦离合器分离过早，就是需要接合的摩擦离合器接合过早，造成换挡冲击；原因之五，由于摩擦离合器的动摩擦系数与滑摩速度有关，尤其在滑摩速度减为零时转为静摩擦系数，其值急剧增大使摩擦力矩产生急剧变化，从而使传动系统产生扭矩扰动。原因之六，行星齿轮变速箱每增加一个档位，都要使结构变得显著复杂，成本增加较多，为了简化结构，使成本有所降低，多采用液力变扭器与行星齿轮变速箱组合，以减少行星齿轮变速箱的档位，结果增加了液力变扭器的非锁止时间即工作时间，导致传动效率低，燃油经济性差。此外，这种自动变速器的可靠性不够高：由于摩擦离合器失去控制时一般不能保持接合或分离状态，当控制装置出现故障时，变速器将处于空档，因而汽车不能行驶。

自动机械变速器多是在手动同步变速器的基础上采用电子控制装置，将原来由驾驶员操纵的变速杆和主离合器改由一个液压或电动执行机构承担，并将发动机油门改由一个油门执行机构操纵，在汽车行驶过程中，计算机按预定程序适时采集和处理各种传感器送来的发动机转速、变速器输出轴转速、油门踏板位置以及档位信号，并按预定程序进行处理，之后向上述执行机构发出动作信号。更先进的自动机械变速器采用牙嵌式离合器(通常所说的啮合套)取代了同步牙嵌式离合器(通常所说的同步器)，以减小体积和重量，降低成本以及提高使用寿命等，例如美国专利4,361,060、4,595,986、4,614,126、4,648,290、4,676,115、4,784,019、

4,874,881、4,899,607、5,050,427、5,136,987以及中国专利申请94116010.6等。牙嵌式离合器通过电子同步,即利用电子控制装置控制发动机的加油过程,并采用变速器输入轴或发动机制动器或动力同步器,使输入轴转速基本上达到同步转速(输出轴转速与目标档传动比之积)。这种自动变速器结构简单,制造和维修成本低,传动效率高,但与手动变速器一样是非动力换档,换档时需要分离发动机与变速器之间的离合器,切断发动机动力,因而换档时间长,换档过程中动力损失大,降低了汽车的动力性能。由于离合器兼有使汽车起步的功能,不仅要保证汽车在各种情况下平稳起步,而且要防止发动机在起步或紧急制动过程中熄火,使离合器的控制难度较大。此外,这种自动变速器的可靠性也不够高:由于汽车起步由电子控制装置控制,当电子控制装置失效时汽车不能起步,因而不能行驶。

本发明的目的是提供一种利用牙嵌式离合器实现动力换档,因而结构简单、制造和维修成本低,并且性能好的汽车自动变速方法及装置。

本发明是这样实现的:

一种汽车自动变速方法,采用电子控制装置操纵的多档机械变速器20传递汽车发动机B的动力,机械变速器20通过离合器10与汽车发动机B相连,本发明的特征在于机械变速器20的最高档利用摩擦离合器C换档,最高档以下各档均利用牙嵌式离合器换档,换档时电子控制装置控制摩擦离合器C的动扭矩,在当前档牙嵌式离合器的零扭矩窗,即所述动扭矩折算至机械变速器20输入端的值 M_{c1} ,与机械变速器20的输入扭矩 M_i 大致相等时分离当前档牙嵌式离合器,以及在机械变速器20的输入转速 IS 降低或升高到同步转速范围 $OS \cdot GR_T - K < IS < OS \cdot GR_T + K$ (OS =机械变速器20的输出转速, GR_T =目标档传动比, K =目标档牙嵌式离合器容许接合的最大转速差值)时接合目标档牙嵌式离合器。

电子控制装置可以按下述步骤分离当前档牙嵌式离合器:

(1) 采集发动机B的状态参数,按预先确定的发动机B的扭矩输出特性,求出当前发动机B的输出扭矩 M_B ;

(2) 采集按主离合器10的状态参数,按预先确定的主离合器10的扭矩特性,求出其当前传递给机械变速器20的输入扭矩 M_i ;

(3) 按预先确定的摩擦离合器C的动扭矩控制特性求出控制目标值,该目标值使摩擦离合器C的动扭矩折算至机械变速器20输入端的值 M_{c1} ,等于当前机械变速器20的输入扭矩 M_i ;

(4) 按求出的控制目标值控制摩擦离合器C,并且在控制进入稳态时给当前档牙嵌式离合器一个分离力,该分离力至少能够克服由摩擦离合器C的动扭矩控制精度决定的当前档牙嵌式离合器零扭矩窗产生的最大摩擦阻力。

电子控制装置最好按下述步骤分离当前档牙嵌式离合器:

(1) 预先给当前档牙嵌式离合器一个分离力,该分离力仅能克服设定的当前档牙嵌式离合器零扭矩窗产生的最大摩擦阻力;

(2) 至少在当前档牙嵌式离合器经过设定的零扭矩窗期间, 控制摩擦离合器C的动扭矩增长速度, 使设定的当前档牙嵌式离合器零扭矩窗经历的时间大于其分离时间。

最好在机械变速器20最高档以下各档的公共输入端或输出端设置一个单向离合器P, 这样电子控制装置可以按下述步骤分离当前档牙嵌式离合器:

(1) 控制摩擦离合器C的动扭矩, 使 $IS < OS \cdot GR_p$ (GR_p =当前档传动比);

(2) 在 $IS < OS \cdot GR_p$ 时给当前档牙嵌式离合器一个分离力, 该分离力至少能够克服当前档牙嵌式离合器零扭矩产生的最大摩擦阻力。

对于设置有单向离合器P的机械变速器20, 电子控制装置最好在其输入转速IS降低或升高到同步转速范围 $OS \cdot GR_T - K < IS < OS \cdot GR_T$ 时接合目标档牙嵌式离合器。

一种汽车自动变速装置, 具有一个多档机械变速器20, 和一个电子控制装置, 机械变速器20通过主离合器10与汽车发动机E相连, 本发明的特征在于机械变速器20的最高档换挡元件为一摩擦离合器C, 最高档以下各档换挡元件均为牙嵌式离合器, 换挡时电子控制装置控制摩擦离合器C的动扭矩, 在当前档牙嵌式离合器的零扭矩窗, 即摩擦离合器C传递的扭矩折算至机械变速器20输入端的值 M_{C_i} , 与机械变速器20的输入扭矩 M_i 大致相等时分离当前档牙嵌式离合器, 以及在机械变速器20的输入转速IS降低或升高到同步转速范围 $OS \cdot GR_T - K < IS < OS \cdot GR_T + K$ (OS =机械变速器20的输出转速, GR_T =目标档传动比, K =目标档牙嵌式离合器容许接合的最大转速差值) 时接合目标档牙嵌式离合器。

机械变速器20可以是一个平面三轴式结构, 具有一个输入轴16、中间轴17和输出轴18, 输入轴16通过主离合器10与发动机E的曲轴15相连; 中间轴17与输入轴16平行, 二者之间布置有常啮合齿轮副(24, 25); 输出轴18与输入轴16同轴; 前进档常啮合齿轮副(31, 32、33, 34、37, 38和21, 22) 和倒档主、从动齿轮(26, 28) 布置在中间轴17与输出轴18之间, 并且最高档常啮合齿轮副(21, 22) 位于最后端; 摩擦离合器C和牙嵌式离合器(41, 42) 均布置在输出轴18上, 其中摩擦离合器C位于最高档从动齿轮22的后端。

机械变速器20可以是一个组合结构, 在上述平面三轴式结构基础上后置一个副变速器, 该副变速器具有一个太阳外齿轮45、太阳内齿轮46和若干个安装在行星架48上分别与太阳外齿轮45和太阳内齿轮46啮合的行星齿轮47, 太阳外齿轮45固定在输出轴18上; 太阳内齿轮46通过牙嵌式离合器43与行星架48或变速箱体49相连; 行星架48与副变速器的输出轴19相连; 摩擦离合器C通过行星架48与输出轴19相连。

机械变速器20也可以是一个二轴式变速器, 具有相互平行的输入轴16和输出轴18, 输入轴16通过主离合器10与发动机E曲轴15相连; 输出轴18前端固定有一个输出齿轮29; 前进档常啮合齿轮副(31, 32、33, 34、35, 36、37, 38和21, 22) 和倒档主、从动齿轮(26, 28) 布置在输入轴16和输出轴18之间, 并且最高档常啮合齿轮副(21, 22) 位于最后端; 摩擦离合器C和牙嵌式离合器(41, 42) 布置在输入轴16或输出轴18上, 其中摩擦离合器C位于最高档主动齿轮21或从

动齿轮22后端。

机械变速器20最好有一个单向离合器F，位于最高档以下各档公共输入端或输出端。

单向离合器F可以包括一个锁止离合器C_L。

有单向离合器F的机械变速器20可以是一个平面三轴结构，具有一个输入轴16、中间轴17、第一输出轴18和第二输出轴19，输入轴16通过主离合器10与发动机E的曲轴15相连；中间轴17与输入轴16平行，二者之间布置有常啮合齿轮副(24, 25)；第一输出轴18和第二输出轴19均与输入轴16同轴，单向离合器F布置于第一输出轴18和第二输出轴19之间；前进档常啮合齿轮副(31, 32, 33, 34, 37, 38和21, 22)和倒档主、从动齿轮(26, 28)布置在中间轴17与第一输出轴18之间，并且最高档常啮合齿轮副(21, 22)位于最后端；摩擦离合器C和牙嵌式离合器(41, 42)均布置在输出轴18上，其中摩擦离合器C将最高档从动齿轮22与第二输出轴19相连。

有单向离合器F的机械变速器20可以是一个组合结构，在上述有单向离合器F的平面三轴结构基础上后置一个副变速器，该副变速器位于第一输出轴18和第二输出轴19之间，具有一个太阳外齿轮45、太阳内齿轮46和若干个安装在行星架48上分别与太阳外齿轮45和太阳内齿轮46啮合的行星齿轮47，太阳外齿轮45安装在第一输出轴18上，通过单向离合器F与第一输出轴18相连；太阳内齿轮46通过牙嵌式离合器43与行星架48或变速箱体49相连；行星架48与第二输出轴19相连；摩擦离合器C通过行星架48与第二输出轴19相连。

有单向离合器F的机械变速器20也可以是一个二轴结构，它具有一个输入轴16、空心输出轴18和实心输出轴19，输入轴16通过主离合器10与发动机B的曲轴15相连；空心输出轴18与输入轴16平行；实心输出轴19从空心输出轴18之中穿过，其前端固定有一个输出齿轮29，后端通过单向离合器F与空心输出轴18相连；前进档常啮合齿轮副(31, 32, 33, 34, 35, 36, 37, 38和21, 22)布置在输入轴16与空心输出轴18之间，倒档主、从动齿轮(26, 28)布置在输入轴16与空心输出轴18或实心输出轴19之间，并且最高档常啮合齿轮副(21, 22)位于最后端；牙嵌式离合器(41, 42)布置在输入轴16或空心输出轴18上，摩擦离合器C布置在空心输出轴18上，将最高档从动齿轮22与实心输出轴19相连。

上述二轴结构的有单向离合器F的机械变速器20也可以是这样一种结构，它具有两个相互平行的输入轴16和输出轴18，输入轴16通过单向离合器F与主离合器10相连；输出轴18的前端固定有一个输出齿轮29；前进档常啮合齿轮副(31, 32, 33, 34, 35, 36, 37, 38和21, 22)和倒档主、从动齿轮(26, 28)布置在输入轴16和输出轴18之间，并且最高档常啮合齿轮副(21, 22)位于最前端；摩擦离合器C布置在输入轴16上，将最高档主动齿轮21与主离合器10的主动部分或从动部分相连；牙嵌式离合器(41, 42)布置在输入轴16或输出轴18上。

有单向离合器F的机械变速器20也可以是这样一种结构，它具有一个箱体44和一个右箱盖49，箱体44与发动机B的曲轴箱连为一体，在箱体44中布置有与发动机E的曲轴15平行的输入轴16和输出轴19，输入轴16伸入右箱盖49之中，其上通过轴承安装有一个从动齿轮27，该

从动齿轮27与固定在曲轴15右端的主动齿轮23常啮合；主离合器10安装在输入轴16的右端，其一端与从动齿轮27相连，另一端通过单向离合器P与输入轴16相连；输出轴19的左端伸出箱体44，其上固定有输出齿轮29；前进档齿轮副全部布置在箱体44中的输入轴16和输出轴19之间，其中最高档齿轮副(21, 22)常啮合，并且位于最右端；摩擦离合器C布置在右箱盖49中的输入轴16上，一端与主离合器10相连，另一端通过空心轴套39与最高档主动齿轮21相连；最高档以下各档牙嵌式离合器布置在输入轴16或输出轴19上。

主离合器10可以是一个离心式离合器。

主离合器10也可以是一个液力变扭器或偶合器，其泵轮P与发动机B的曲轴15相连，对于上述后一种有单向离合器P的二轴结构的机械变速器20，涡轮T同时与单向离合器P和摩擦离合器C相连；锁止离合器 C_L 布置在泵轮P和输入轴16之间。

本发明具有下述优点：

(1) 本发明同自动液力变速器一样为动力换档，换档动作少，因而换档时间短，换档过程中动力损失少，提高了汽车的动力性；

(2) 本发明中的单向离合器P，能够在接合摩擦离合器C后，其动扭矩折算至机械变速器20输入端的值 M_{C1} ，增加至与机械变速器20的输入扭矩 M_i 相等，即发动机动力从最高档以下各档完全转移至最高档传递时，及时地切断最高档以下各档传动部件与变速器输入端或输出端的联系，避免牙嵌式离合器反向传递动力，从而使牙嵌式离合器真正在其传递扭矩减为零时分离，并且在同步转速范围接合后不传递扭矩。此外，在换档过程中，除换至最高档外，摩擦离合器C始终处于打滑状态，不经历从打滑到静止的过程，也就是说不会出现扭矩扰动。因此本发明的换档过程更为平顺；

(3) 本发明中的单向离合器P，使最高档和次最高档之间的换档不需要接合或分离牙嵌式离合器，仅进行接合或分离摩擦离合器C即可，换档时间更短。这一点特别重要，因为变速器绝大多数情况工作在最高档和次最高档。

(4) 本发明由于单向离合器P在动力换档时，切断了最高档以下各档传动部件与变速器输入端或输出端的联系，相当于自动机械变速器非动力换档时的情况，使牙嵌式离合器的主动或从动部分的转动惯量大大减小，因而牙嵌式离合器可以在较大的转速差下接合，从而降低了电子同步的精度要求。此外，由于动力换档不需要分离主离合器10切断发动机动力，主离合器10可以采用离心离合器、液力变扭器或偶合器，发扬其充分保证汽车平稳起步和防止发动机在汽车起步或紧急制动中熄火的长处，克服其不能在接合或传递动力中分离的短处，从而避免对汽车起步进行复杂的控制。因此，本发明控制简单，易于实现；

(5) 本发明的单向离合器P可以用来使汽车滑行节油，从而避免变速器频繁换入空档，并且在滑行过程中，可以直接操纵牙嵌式离合器换档，避免加速瞬间进行换档操作，因此能够显著减少牙嵌式离合器和摩擦离合器的换档次数，延长其使用寿命。更主要的是在滑行过程

中加速时，没有在加速之前进行从空档换入某档的操作，因此加速反应时间短，有利于行驶安全；

(6) 本发明由于牙嵌式离合器失去控制时可以保持接合或分离状态，使机械变速器20处于某档，以及由于实现了动力换档，主离合器10可以采用可靠性高的离心离合器、液力变扭器或偶合器，因此在控制装置失效时仍可以使汽车起步行驶，可靠性高；

(7) 本发明由于机械变速器20结构简单，增加一个档位不至于增加较多的成本，因此无需采用液力变扭器，或即使采用，主要是用来实现平稳起步和缓冲换档时的冲击，其它时间都处于闭锁状态，工作时间短，因此传动效率高，燃油经济性好；

(8) 本发明由于机械变速器20采用结构简单，制造精度要求较低的定轴齿轮传动，并且仅最高档采用摩擦离合器C，最高档以下各档均采用牙嵌式离合器取代了同步牙嵌式离合器，由于动力换档不需要执行机构对主离合器10进行复杂的控制操纵，以及由于电子同步不需要油门执行机构控制发动机的加油或减油过程，也不需要设置发动机或输入轴制动器或动力同步器等，仅需对摩擦离合器C的动扭矩进行控制，就可使输入转速IS快速地达到同步转速范围，因此结构更简单、紧凑，体积小，重量轻，制造和维修成本低。

(9) 当主离合器10采用液力变扭器或偶合器时，将单向离合器P布置在机械变速器20输入端与涡轮T相连，并将液力变扭器或偶合器的锁止离合器C_L布置在泵轮P和单向离合器P的输出端之间，使单向离合器P与液力变扭器或偶合器共用一个锁止离合器，从而进一步简化结构和降低成本。

综上所述，本发明在性能上优于自动液力变速器，而在制造和维修成本上与自动机械变速器相当，甚至低于自动机械变速器，

图1是本发明用于发动机前置后驱动汽车的一个传动结构布置图，机械变速器20为典型的平面三轴结构。

图2是本发明用于重型汽车的一个传动结构布置图，机械变速器20为组合结构。

图3是本发明用于发动机前置前驱动汽车的一个传动结构布置图，机械变速器20为典型的二轴结构。

图4是本发明用于发动机前置后驱动汽车的另一个传动结构布置图，机械变速器20为平面四轴结构。

图5是本发明用于重型汽车的另一个传动结构布置图，机械变速器20为组合结构。

图6是本发明用于发动机前置前驱动汽车的另一个传动结构布置图，机械变速器20为特殊的二轴结构。

图7是本发明用于发动机前置前驱动汽车另一个传动结构布置图，机械变速器20为典型的二轴结构。

图8是本发明用于摩托车的一个传动结构布置图，机械变速器20与摩托车现有脚踏换档变

变速器结构相近。图中未示出最高档以下各档齿轮副的布置情况，它与摩托车现有结构一样，可以是滑移齿轮换挡的型式。

图9是本发明的电子控制装置控制图1、图2或图3所示机械变速器20动力换挡的一个程序流程图。

图10是本发明的电子控制装置控制图4、图5、图6或图7所示机械变速器20动力换挡的一个程序流程图。

图11是本发明的电子控制装置控制图7所示摩托车用机械变速器20动力换挡的一个程序流程图。

上述程序流程图中，延时T的取值至少应等于转速控制的调整时间，即从控制输入转速IS开始，到输入转速IS稳定在控制要求的范围内变化所经历的时间，以保证接合目标档牙嵌式离合器或换入目标档在输入转速IS达到同步转速时进行；X是考虑分离牙嵌式离合器时，输入转速低于 $OS \cdot GR_T$ 或 $OS \cdot GR_P$ 不要过多，以免换挡时转速波动过大。其值越小越好，但受转速控制精度所限不能取得过小；Y是考虑转速检测存在误差选取的，如果不考虑转速检测误差，当判断 $IS < OS \cdot GR_T$ 或 $OS \cdot GR_P$ 时，实际上可能并非如此。Y值取为由转速检测误差累积的最大误差值，设输入转速IS和输出转速OS的检测误差均为 $5r/min$ ， GR_T 为4，则 $Y=5+5 \times 4=25r/min$ 。

控制摩托车动力换挡时，由于发动机功率较小，使机械变速器20的尺寸较小，接合牙嵌式离合器允许的不同步转速很大，分离牙嵌式离合器后输入转速IS就处于同步转速范围，因此，不需要进行转速同步控制，在分离当前档牙嵌式离合器后立即接合目标档牙嵌式离合器。

图12是电子控制装置控制图1或图4所示机械变速器20在最高档以下各档之间升档换挡时，有关扭矩和转速的变化过程。

图13是电子控制装置控制图1或图4所示机械变速器20在最高档以下各档之间降档换挡时，有关扭矩和转速的变化过程。

图12或13中， M_p 为当前档传递给变速器输出轴的扭矩， M_T 为目标档传递给变速器输出轴的扭矩， M_c 为摩擦离合器C的动扭矩， M_o 为变速器输出扭矩，并且

- t_0 时刻：开始换挡，摩擦离合器C得到接合信号；
- t_1 时刻：摩擦离合器C开始接合，其动扭矩 $M_c=0$ ；
- t_2 时刻：开始分离当前档牙嵌式离合器；
- t_3 时刻：当前档牙嵌式离合器分离完毕；
- t_4 时刻：开始接合目标档牙嵌式离合器；
- t_5 时刻：目标档牙嵌式离合器接合完毕，开始分离摩擦离合器C；
- t_6 时刻：摩擦离合器C分离完毕，动力换挡结束。

由于换挡过程经历的时间较短，汽车的质量较大，输出转速OS在换挡过程中基本不变。

为了作图方便，有关变量随时间增大、减小或基本不变的关系用直线表示，不一定表示

线性变化关系。

本发明中所说的“当前档牙嵌式离合器的零扭矩窗”是指当前档牙嵌式离合器传递的扭矩变化在零附近的一个范围。对于没有设置单向离合器的机械变速器，由于控制的摩擦离合器C的动扭矩折算至机械变速器20输入端的值 M_{C1} 不可能正好等于机械变速器20的输入扭矩 M_1 ，况且直接或间接测到的输入扭矩 M_1 也不可能准确地反映实际值，因此，控制的折算扭矩 M_{C1} 与实际的输入扭矩 M_1 之间总是存在误差，使得当前档牙嵌式离合器传递的扭矩不等于零。分离当前档牙嵌式离合器应尽可能在较小的零扭矩窗进行。

下面以电子控制装置控制图7所示机械变速器20为例，对本发明作进一步说明。

电子控制装置应当包括一个电子控制器，该控制器至少与

一个用于检测发动机油门开度A的油门位置传感器；

一个用于检测涡轮T的转速，即机械变速器20的输入转速IS的输入转速传感器；

一个用于检测输出轴18的转速，即机械变速器20的输出转速OS的输出转速传感器；

一个用于检测牙嵌式离合器的接合位置，即变速器档位位置的档位传感器；

一个用于驾驶员选择变速器换挡功能的功能选择装置；

一个用于操纵牙嵌式离合器的第一换挡执行机构；

一个用于操纵摩擦离合器C的第二换挡执行机构，以及

一个用于操纵锁止离合器 C_L 的锁止执行机构相连。

电子控制器最好是单片机控制装置，按照预定程序检测并处理上述传感器的信息，以及控制第一、第二换挡执行机构和锁止执行机构动作。

油门位置传感器可以是检测发动机节气门行程的位移传感器，也可以是检测发动机进气歧管真空度的压力传感器，其输出的模拟量信号经A/D转换器转换后送给电子控制器。

转速传感器可以是直流发电机式的模拟量传感器，最好是电感、电涡流式的数字量传感器，转轴转动一转，输出若干个脉冲信号，经整形电路整形后送给电子控制器的计数电路。

功能选择装置可以由几个按键开关组成，也可以是一个多位开关，至少具有空档位、倒档位和前进档自动换档位。

第一、第二换挡执行机构和锁止执行机构可以是液压执行机构，也可以是电动执行机构，由于使用了液力变扭器或耦合器，最好采用液压执行机构，以便与液力变扭器或耦合器共用一套液压系统。

当驾驶员选择空档或倒档功能时，电子控制器检测变速器输出转速OS和油门开度A，计算出车速，然后判断。当车速接近于零，例如5km/h以下，并且油门开度A为零时，电子控制器执行选择的功能。

电子控制器换空档操作过程：先将锁止离合器 C_L 分离，然后将当前档(包括倒档)牙嵌式离合器置于分离位置(第一换挡执行机构保证任何时候只能接合一个档位的牙嵌式离合器)。

由于车速接近于零，此时摩擦离合器C已经置于分离位置。

电子控制器换倒档操作过程：如果变速器处于前进档，先按换空档操作过程将变速器换入空档，然后将倒档牙嵌式离合器接合或者将倒档中间齿轮(图中未示)移至与倒档主、从动齿轮(26, 28)啮合位置。

一般来说，驾驶员应在变速器空档时起动发动机，以防止起动发动机时由于将油门踩下较大而误驱动汽车前进或倒车。为了确保安全，最好在发动机的起动电路里布置一个位置开关，该开关安装在第一换档执行装置中，只有在变速器处于空档时才能接通，否则，将切断发动机的起动电路，使发动机不能起动。

在发动机起动后，需要使汽车起步行驶或倒车时，可选择前进档自动换档或倒车功能。

当选择前进档自动换档功能时，电子控制器将变速器置于一档，然后驾驶员踩下油门踏板，由于液力变扭器或偶合器，汽车将平稳起步行驶。

电子控制器将变速器置于一档或倒档前，如果变速器输入转速 IS 较高，可以先通过接合摩擦离合器C来降低输入转速 IS 。驾驶员最好在选择前进档或倒档功能时踩下制动踏板。

在汽车行驶过程中，电子控制器通常根据油门开度 A 和车速 V (由输出转速 OS 换算得到)这两个参数制订的换档规律决定换档时刻。当发动机转速高于油门开度 A 对应的发动机空载转速时，表明汽车处于发动机制动状态，此时通常不进行换档操作。

最高档以下各档之间的动力换档过程已如前所述，具体到本例发明，在接合摩擦离合器C之前应先将锁止离合器 C_L 分离。

从最高档以下某档换入最高档，先按上述动力换档过程分离当前档牙嵌式离合器(注意应先分离锁止离合器 C_L)，然后接合摩擦离合器C和锁止离合器 C_L 。

从最高档换入最高档以下某档(通常是次最高档)，先分离摩擦离合器C和锁止离合器 C_L ，在摩擦离合器C开始打滑后控制其动扭矩，在输入转速 IS 达到同步转速范围 $OS \cdot GR_T - K < IS < OS \cdot GR_T$ 时接合目标档牙嵌式离合器，然后分离摩擦离合器C和接合锁止离合器 C_L 。

特别需要指出的是，对于本例发明，如果采用同步牙嵌式离合器，则动力换档时不需要进行同步控制，只需保证接合目标档同步牙嵌式离合器在输入转速 $IS < OS \cdot GR_T$ 时进行即可，并且在汽车处于发动机制动状态时，可以对变速器按下下述步骤换档：

- (1) 分离锁止离合器 C_L ；
- (2) 分离当前档牙嵌式离合器；
- (3) 接合目标档同步牙嵌式离合器；
- (4) 接合锁止离合器 C_L 。

当然，如果设计时特别注意减小最高档以下各档牙嵌式离合器主或从动部分的转动惯量，或者对于轻、微型汽车，例如摩托车，即使采用牙嵌式离合器，因其允许在较大的转速差下接合，也可以象上述同步牙嵌式离合器那样进行换档。

说明书附图

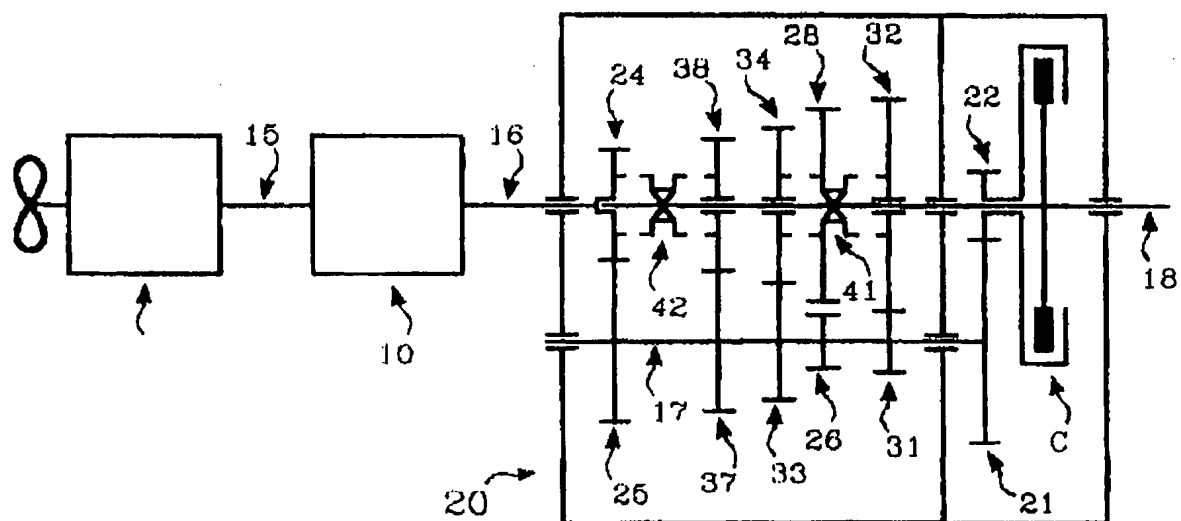


图 1

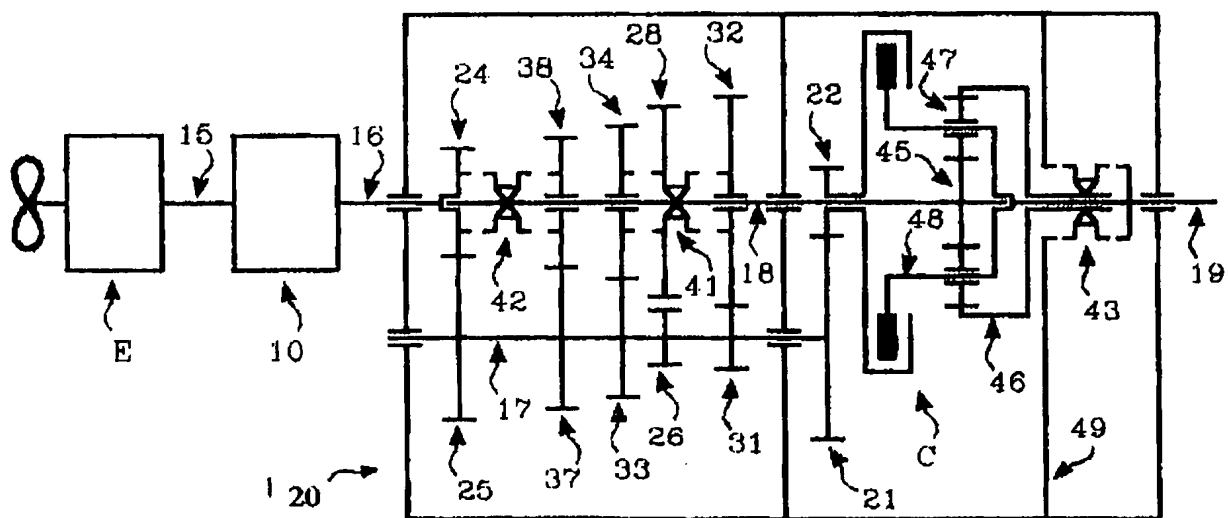


图 2

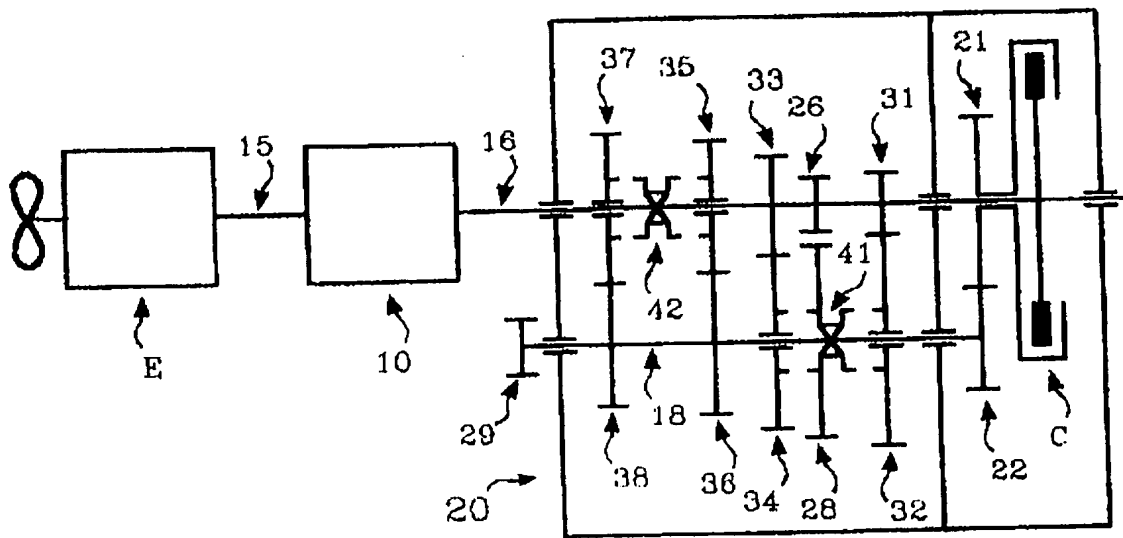


图 3

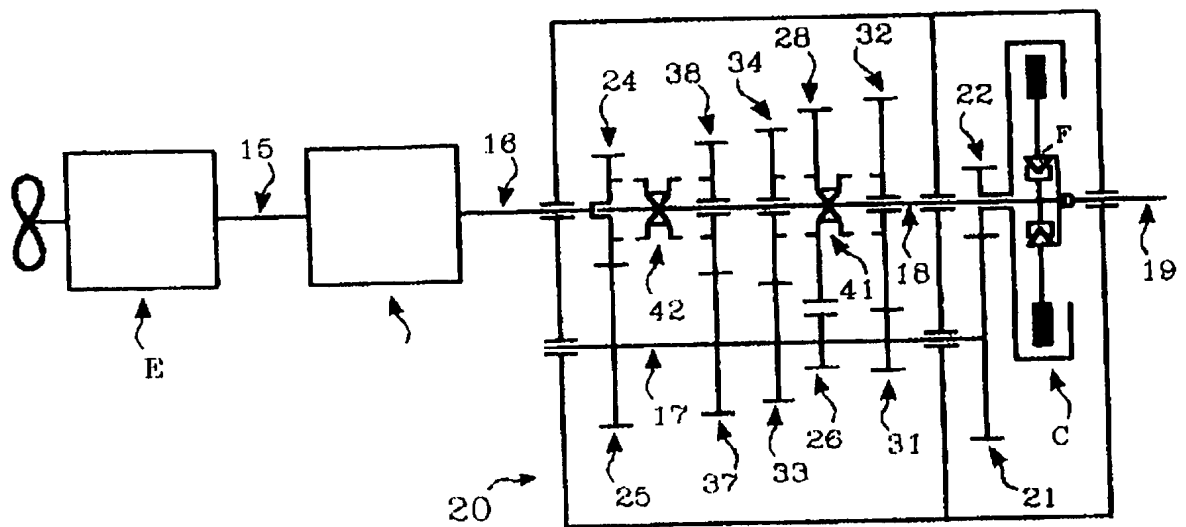


图 4

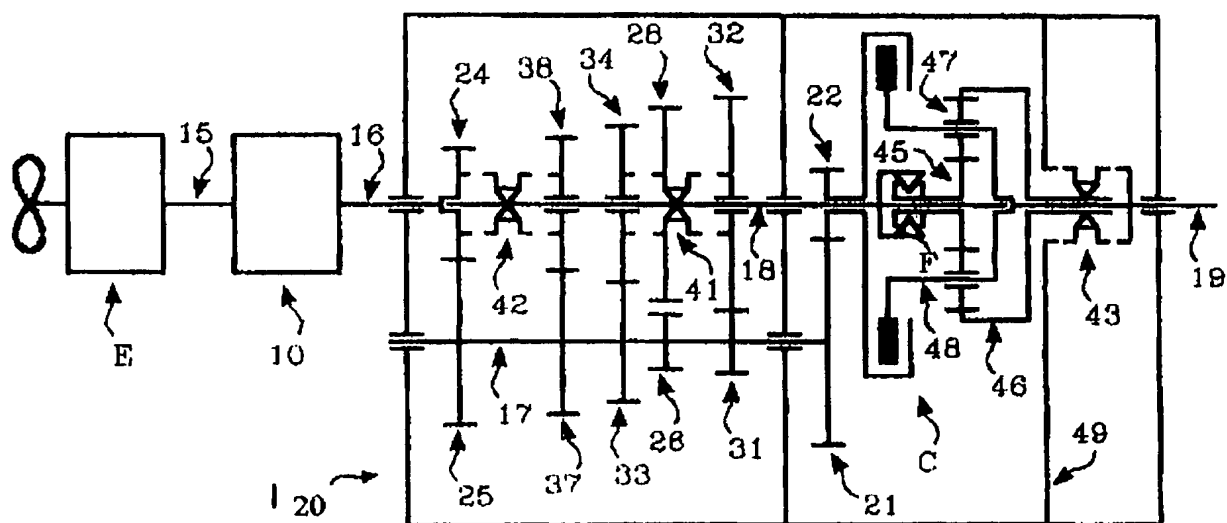


图 5

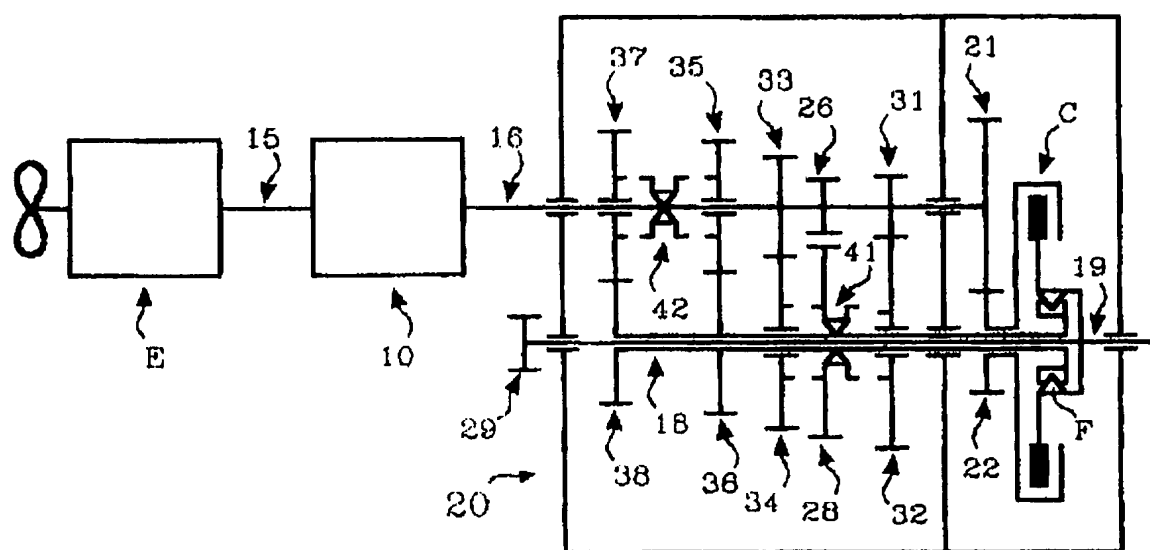


图 6

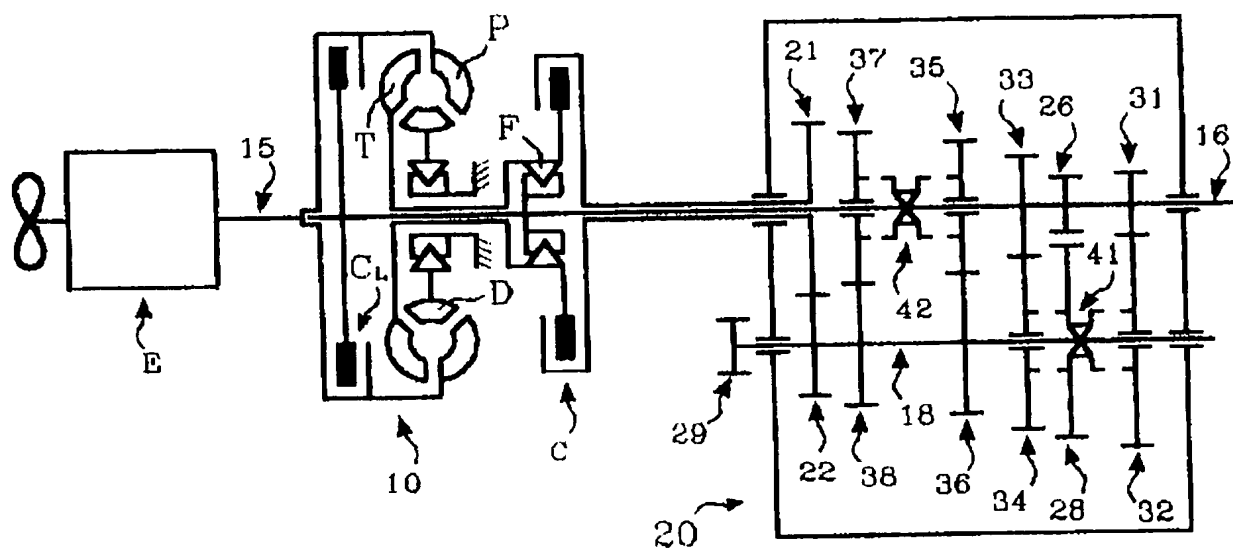


图 7

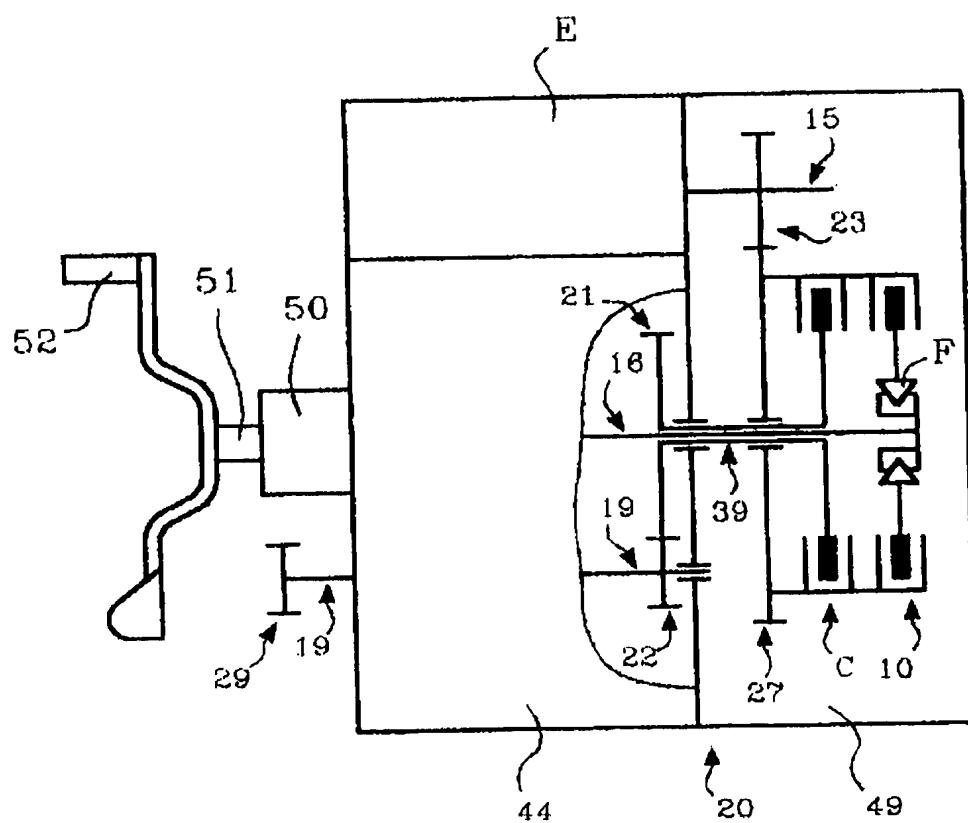


图 8

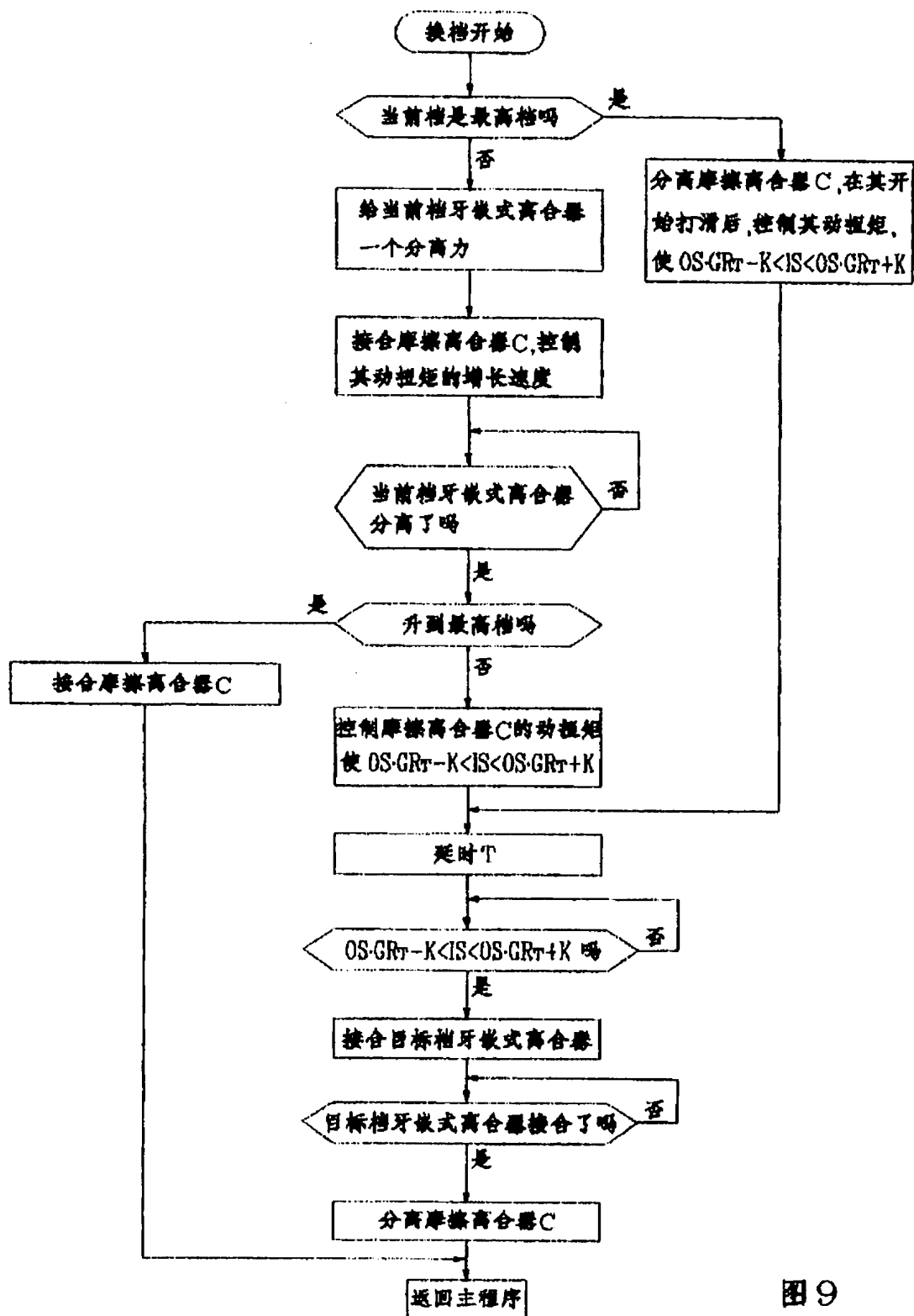


图9

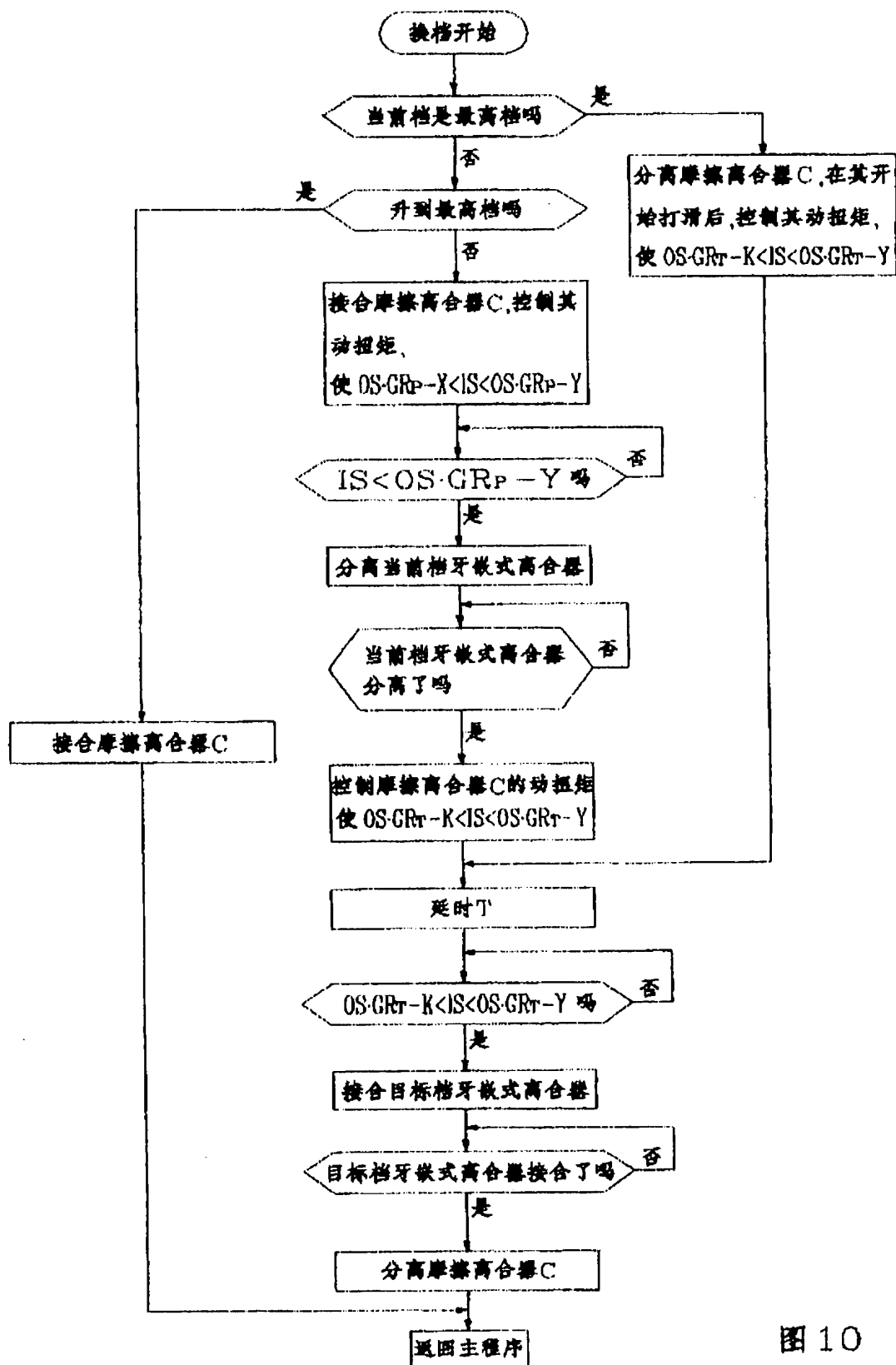


图 10

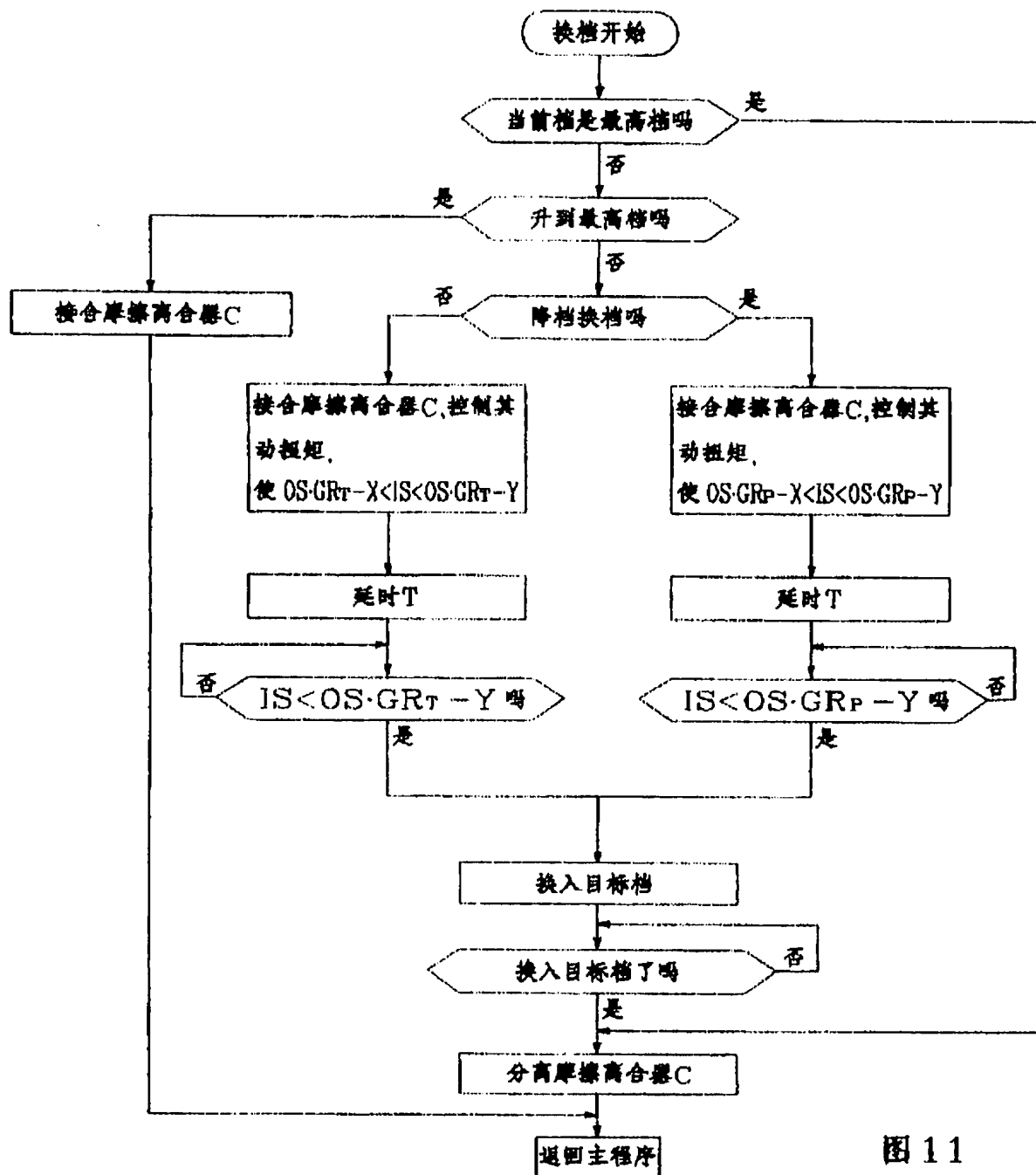


图 11

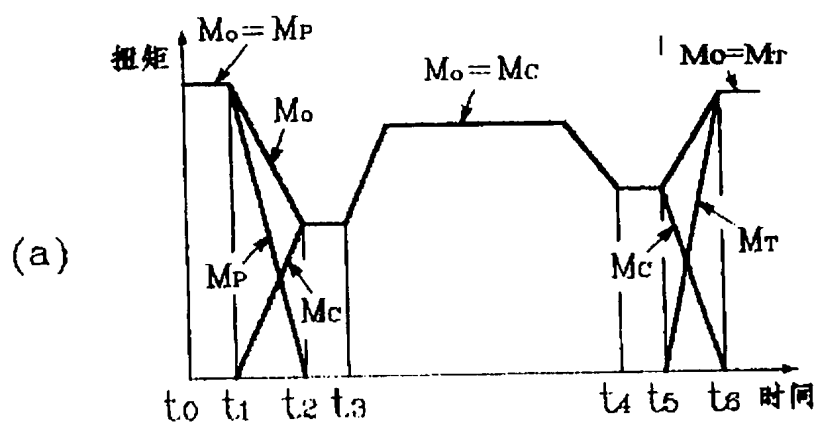


图 12

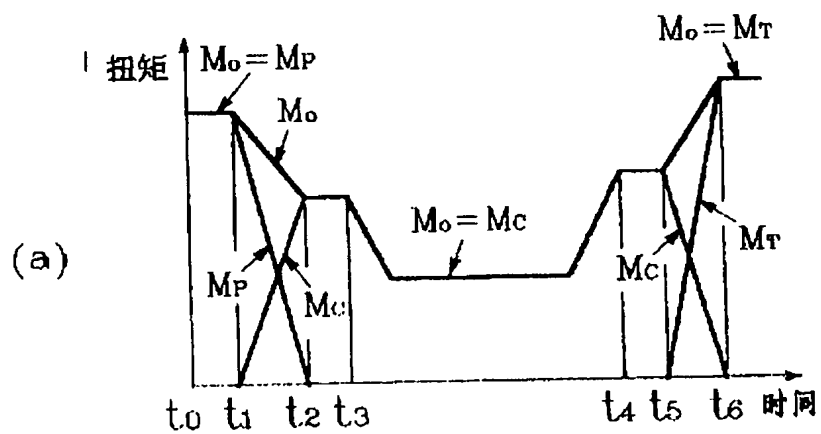
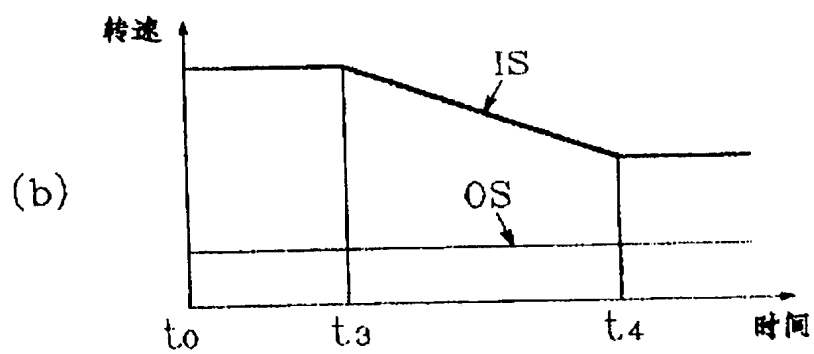


图 13

